

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ
СООБЩЕНИЯ

Учебный и научно-исследовательский центр
«Институт промышленного и городского транспорта»

«УТВЕРЖДАЮ»

Директор УНИЦ

Е.Н. Дудкин



ОТЧЕТ

О НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЕ

Виртуальное испытание устройства для предотвращения
схода транспортного средства на криволинейном участке
железнодорожного пути
(контррельсового узла)

(наименование темы)

Руководитель работы:

к.т.н. доцент

должн., уч.ст., звание



дата, подпись
10.2011

Д.В.Козлов

г. Санкт-Петербург, 2011 г

Пояснительная записка

по результатам виртуального моделирования (исследования) устройства для предотвращения схода транспортного средства на криволинейном участке железнодорожного пути (контррельсового узла)

Цель испытаний (исследования) – определение величин напряжений и смещений (упругих и пластических деформаций) в элементах конструкции устройства.

Средство испытаний (исследования) – компьютерная программа SolidWorks.

Условия проведения испытаний.

Материал устройства – легированная сталь; предел текучести – 620 МПа, предел прочности при растяжении – 724 МПа. Модуль упругости – $2,1 \times 10^5$ МПа. Коэффициент Пуассона – 0,28. Плотность – 7700 кг/м^3 .

Тип анализа – статическое нагружение.

Нагрузка приложена перпендикулярно касательной к поверхности, ограниченной пятном контакта взаимодействия боковой рабочей выкружки контррельса и внутренней (нерабочей) поверхности реборды колеса (аналог боковой силы, воздействующей на контррельс в кривой).

Допущение. Ввиду незначительного радиуса кривизны контррельса на участке исследования (на расстоянии двух опор), не оказывающего существенного влияния на прочностные характеристики, допущено пренебрежение кривизной (участок пути представлен прямым).

Результаты исследования сведены в таблицу 1:

Сила, т	Напряжение, МПа	Смещение, мм	Примечание
2	35	0,076	В «упорке»
5	100	0,15	
2	57	0,53	Между опорами
5	248	1,31	

Вывод по результатам испытания. Испытание показывает, что при воздействии реборды колеса на контррельс при прохождении подвижного состава, узлы исследуемого устройства выдерживают возникающие напряжения. Деформации являются упругими, не оказывающими отрицательного влияния на конструкцию и безопасность прохождения кривой.

Приложение 1. ИЛЛЮСТРАТИВНЫЙ МАТЕРИАЛ

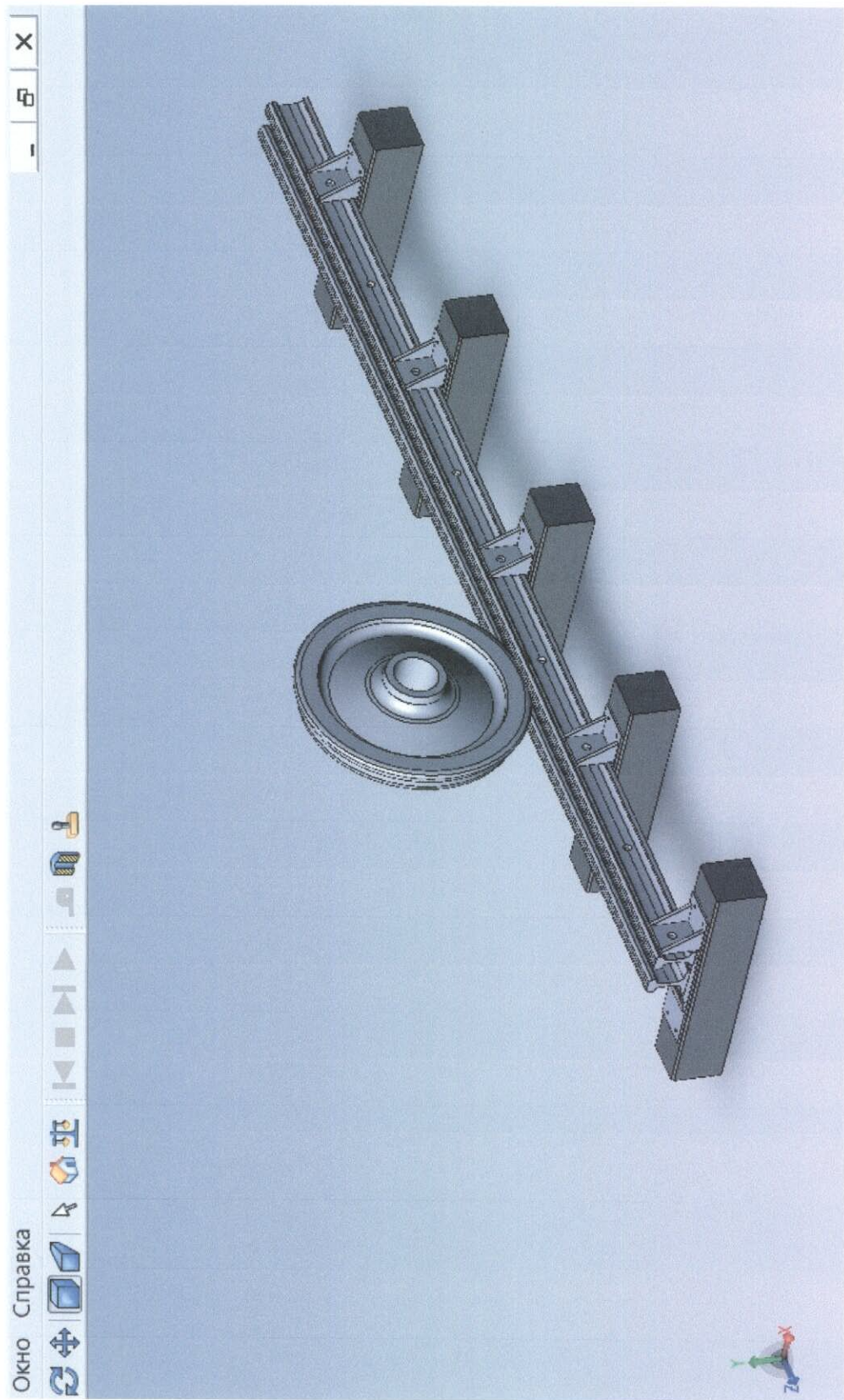


Рис. 1. Виртуальная модель нагружения устройства.



Рис. 2. Расположение колеса подвижного состава.

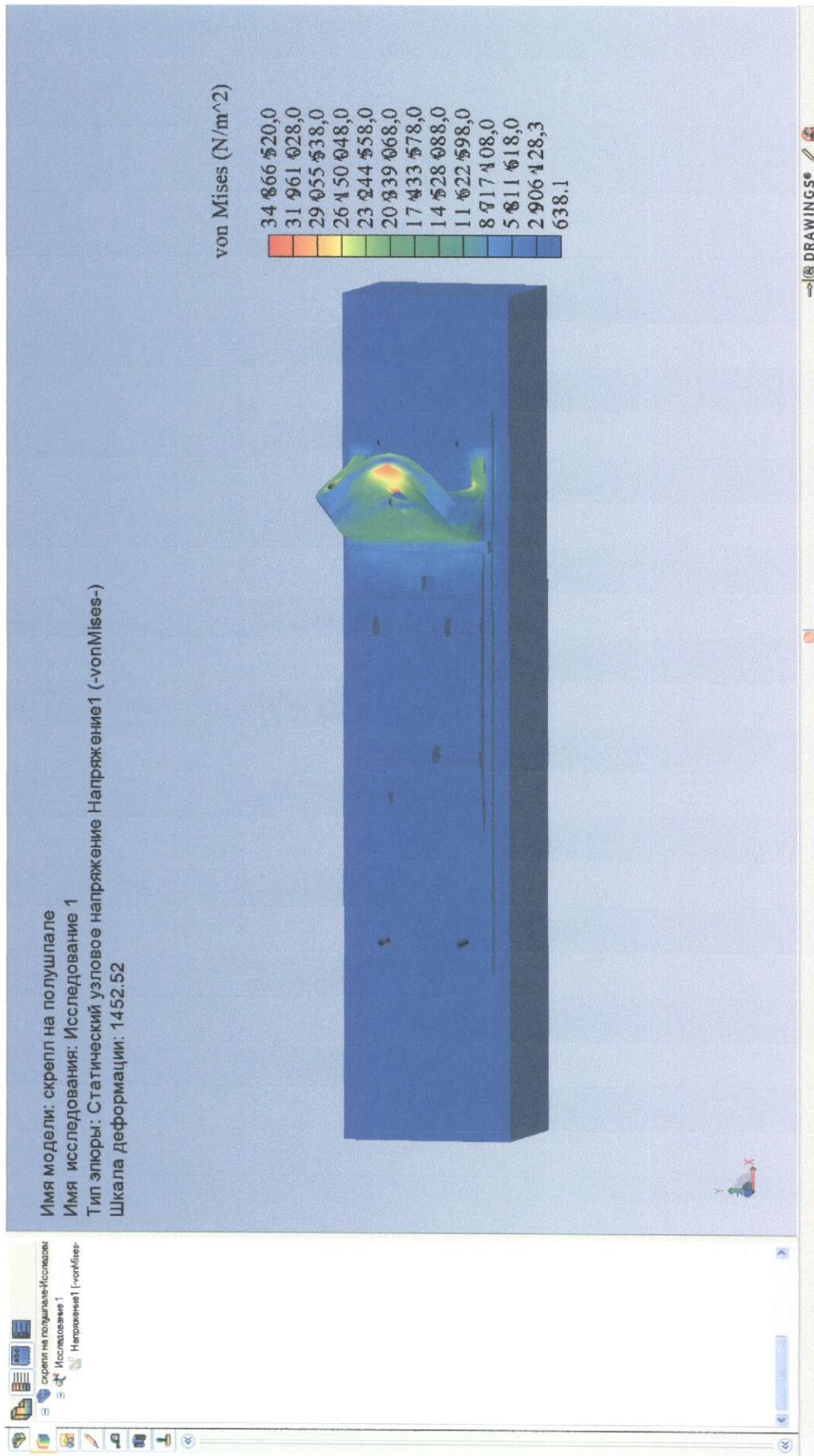


Рис. 3. Напряжения в «упорке». Максимальные значения – в зоне болтового отверстия. Деформация показана гипертрофированно.

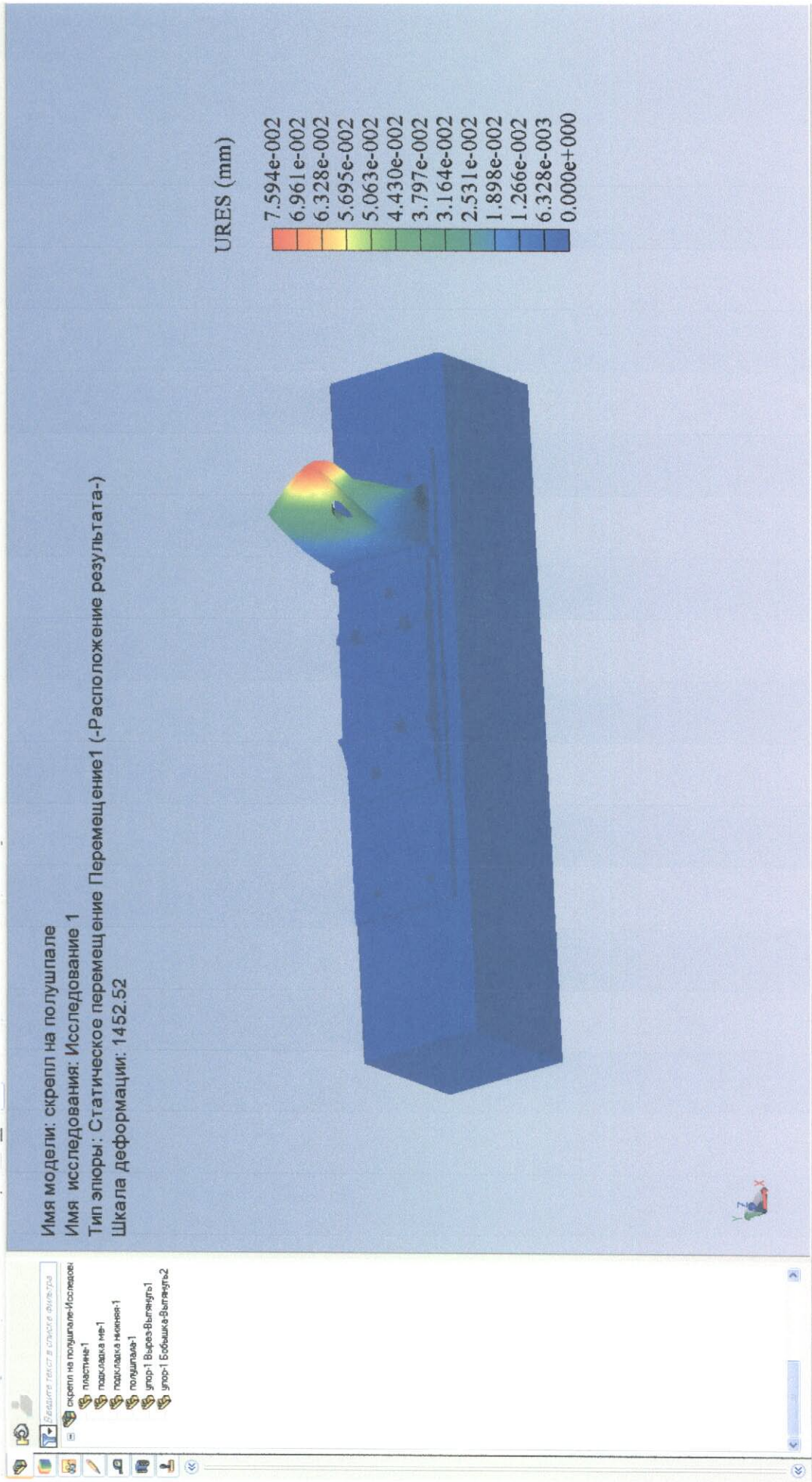


Рис. 4. Перемещения в «упорке». Деформация показана гипертрофированно.

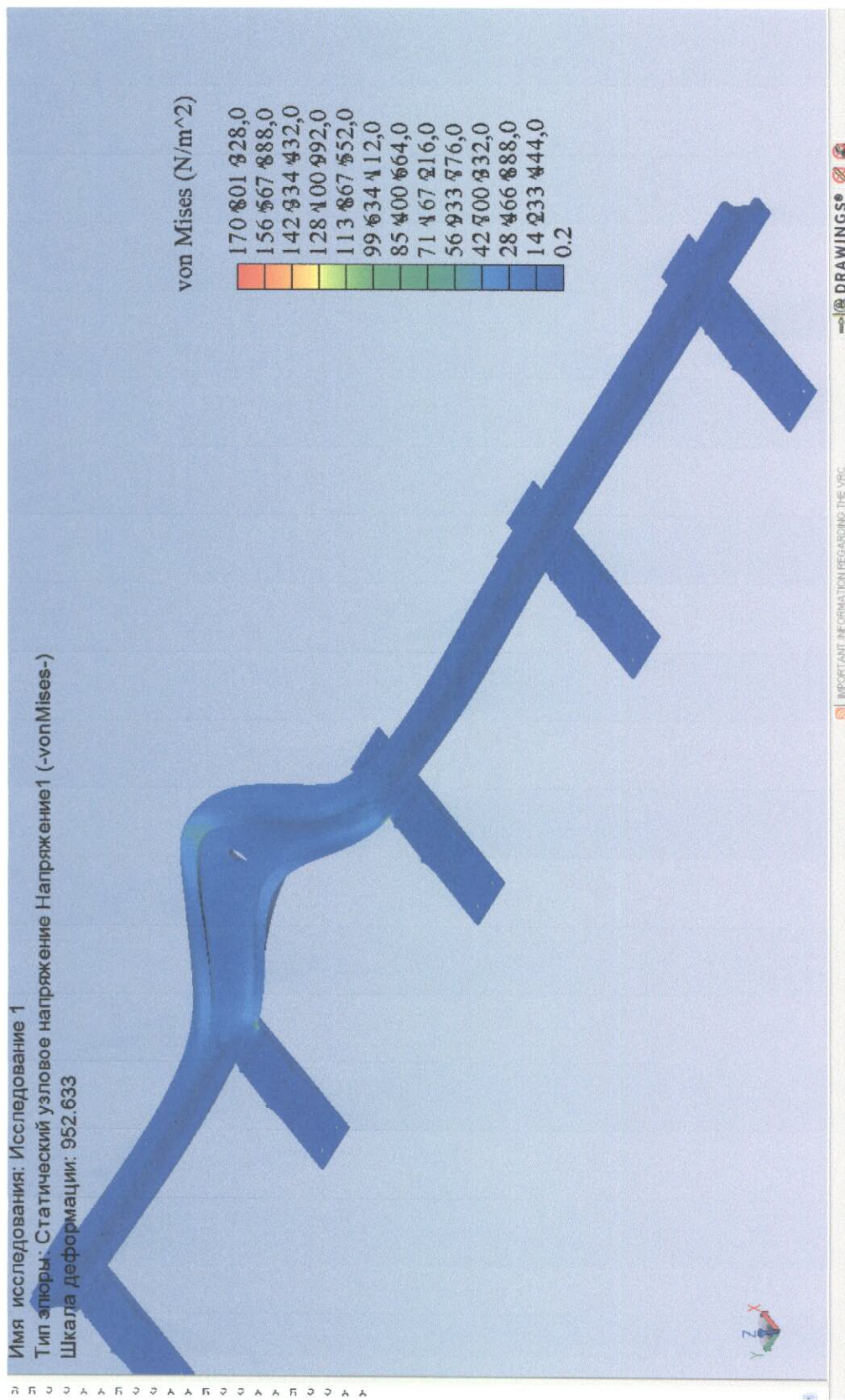


Рис. 5. Напряжения в контррельсе между упорами. Боковая нагрузка – 2 тс. Деформация показана гипертрофированно.

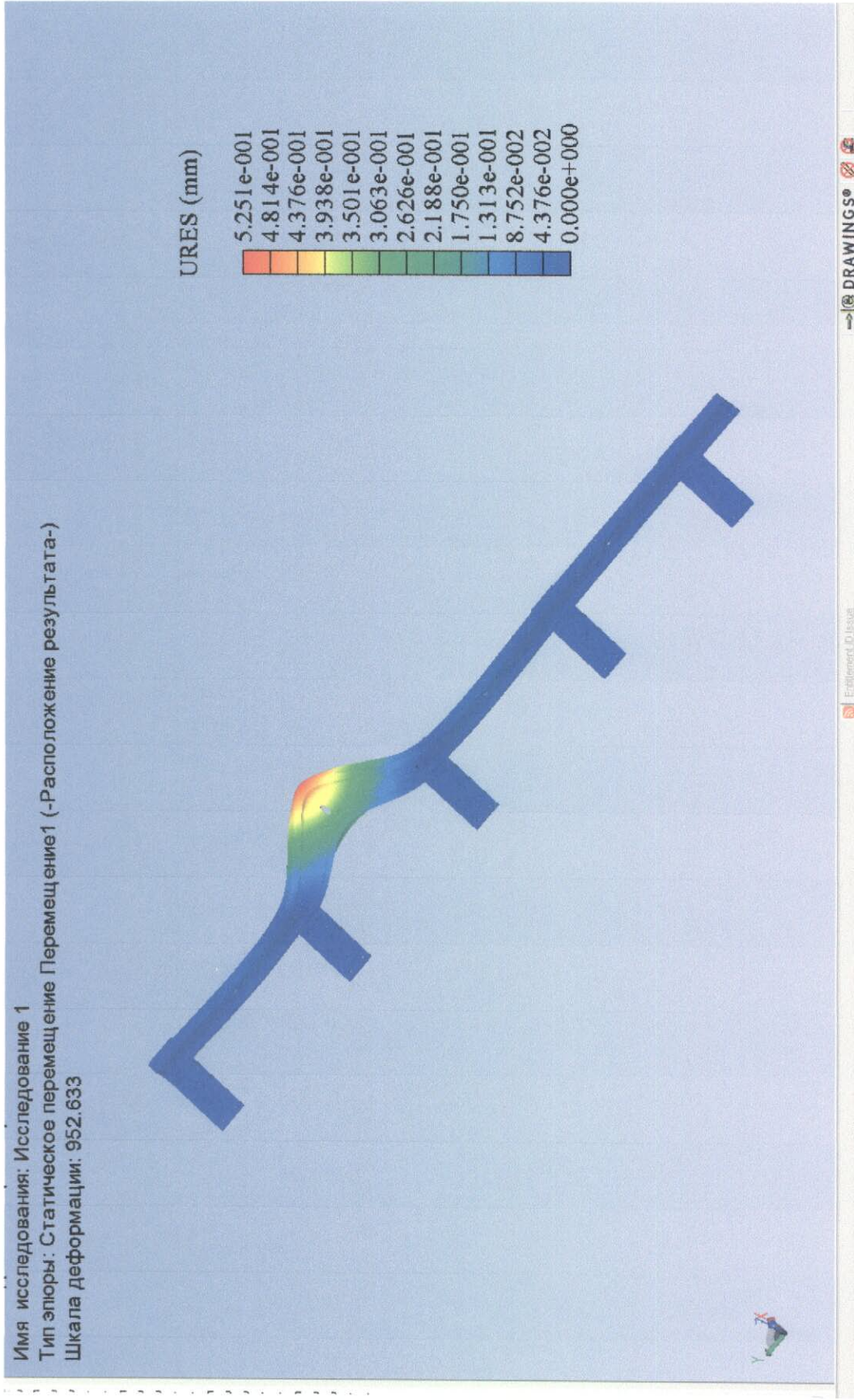


Рис. 6. Перемещения в контррельсе между упорами. Боковая нагрузка – 2 тс. Деформация показана гипертрофированно.

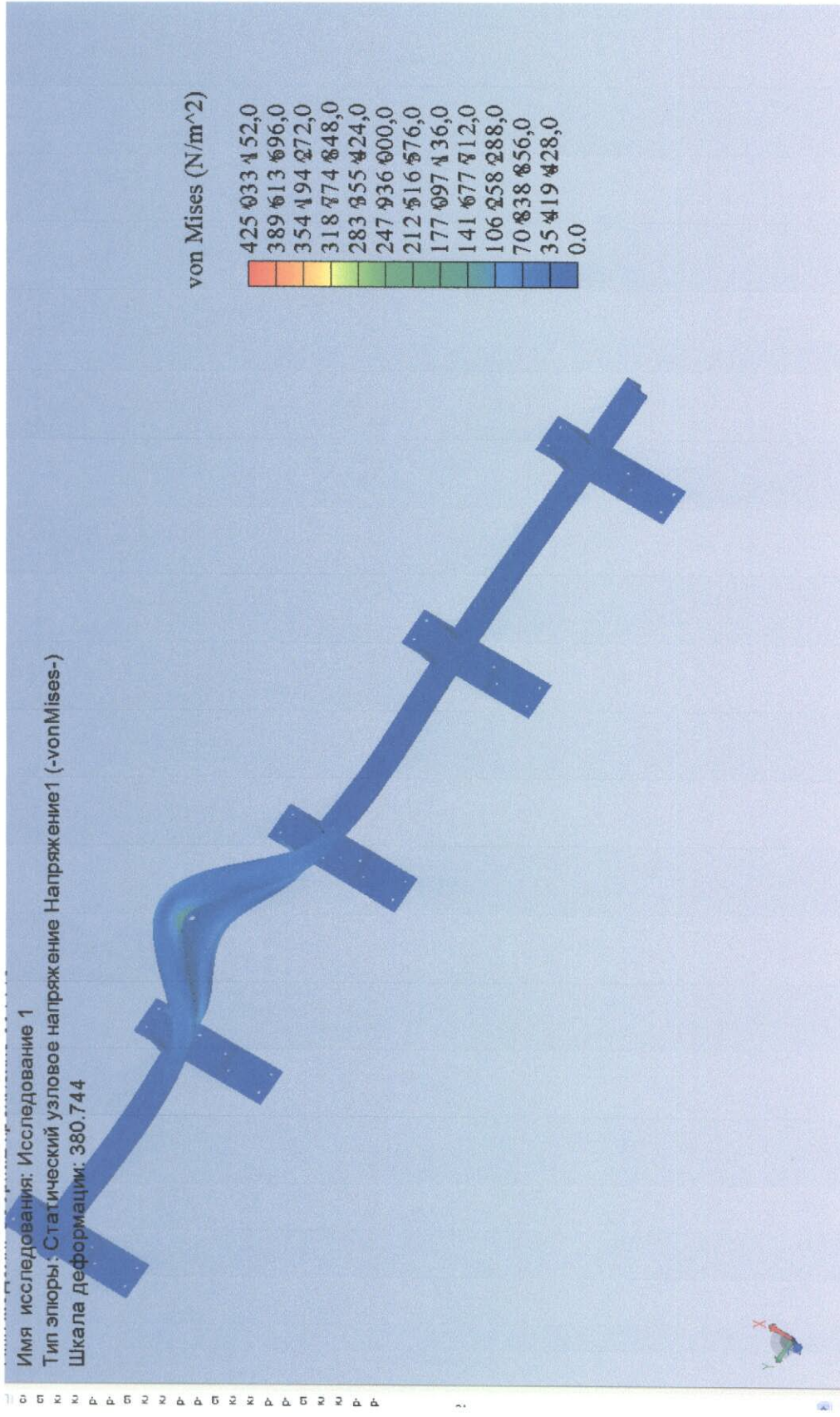


Рис. 7. Напряжения в контррельсе между упорами. Боковая нагрузка – 5 тс. Деформация показана гипертрофированно.

Имя исследования: Исследование 1
Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1 (-Расположение результата-)
Шкала Деформации: 380.744

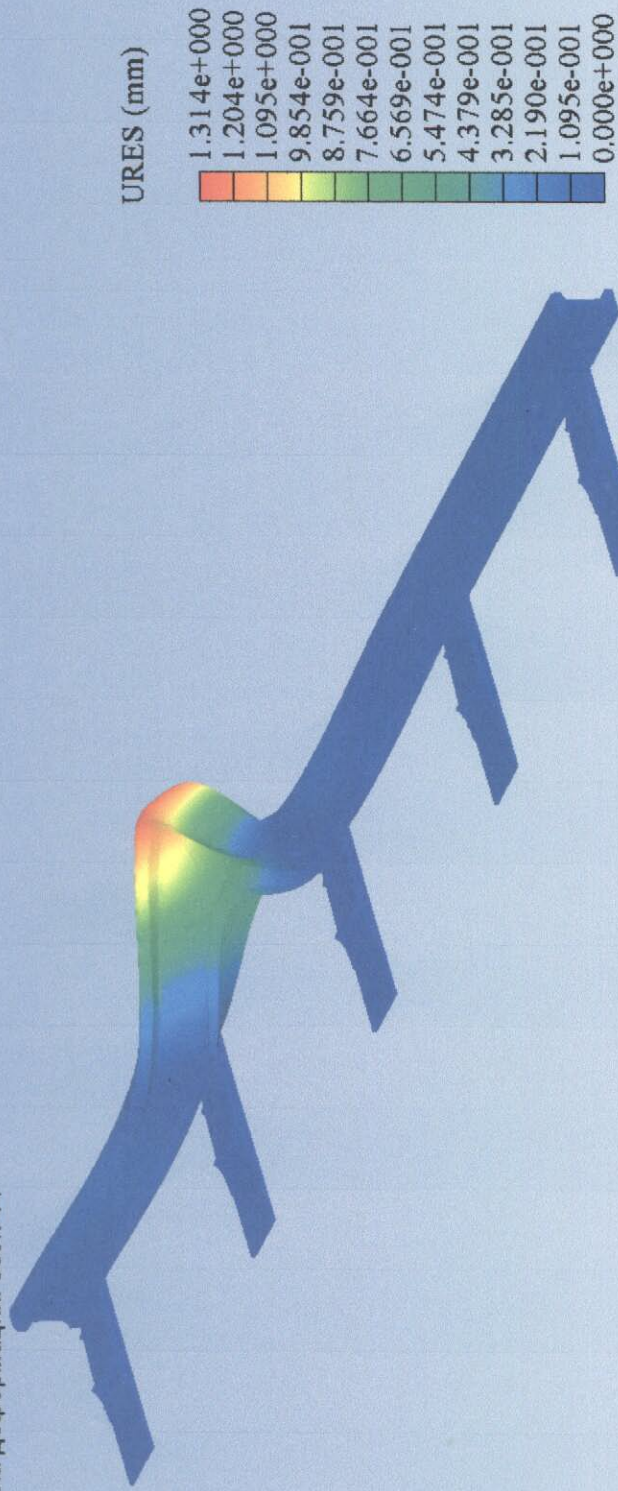


Рис. 8. Перемещения в контррельсе между упорами. Боковая нагрузка – 5 тс. Деформация показана гипертрофированно.

Приложение 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

КОНТРРЕЛЬСОВОГО УЗЛА

Расчет контррельсового узла можно представить в виде трёх этапов:

А. Определение прочности контррельса при его изгибе соответственно радиусу кривой

Условие прочности состоит в том, чтобы стрела прогиба, обусловленная радиусом кривой R (геометрическая величина f_2), была меньше стрелы прогиба, вызывающей выход материала контррельса за пределы прочности:

$$f_2 = l^2/8R < f_0 = Pl^3/48EJ_y \quad (1)$$

где l - хорда кривой, от которой измеряется стрела прогиба, м,

E - модуль упругости металла контррельса, равный 2×10^6 кгс/см²;

J_y - момент инерции сечения контррельса относительно вертикальной оси, см⁴;

P - сила давления гребня колеса подвижного состава, кгс. При эюре шпал 1840-2000 шт/км пролет шпал равен 0,5-0,6 м, крепление контррельса на шпалах практикуется через одну, поэтому величина l принята 1,0 м. Для расчета динамического взаимодействия с подвижным составом принят 4-х осный полувагон, база тележки которого равна 1,85 м. В силу этого колеса одной тележки могут набегать на контррельс через 3 шпальных ящика и взаимное влияние их усилий несущественно. Расчетная схема принята в виде балки на двух шарнирных опорах, не препятствующих, как это происходит в

действительности, повороту сечений контррельса вокруг вертикальной оси при стрелах прогиба у хорды длиной 1,0 м не более 1,0 мм в кривых радиусом 150-200 м (рис. 9).

Б. Определение прочности контррельса при проходе подвижного состава

Прочность обеспечена, если напряжения от изгиба контррельса при давлении гребня колеса находится в пределах допустимого значения:

$$\sigma = l_x/4J_y$$

где l_x - расстояние наиболее отдаленной точки сечения от вертикальной оси Y , см.

Для материала контррельса допускаемое напряжение растяжения принято 1400 кгс/см².

В. Проверка прочности прикрепителя контррельса к шпале

Основное требование к прикрепителю - воспринять нагрузку от колес подвижного состава через контррельс и передать на шпалу. На шпале упругая деформация контррельса ограничена, поэтому расчет упорков и пластин следует вести на полную силу воздействия от гребня колеса P , что создает некоторый запас прочности конструкции.

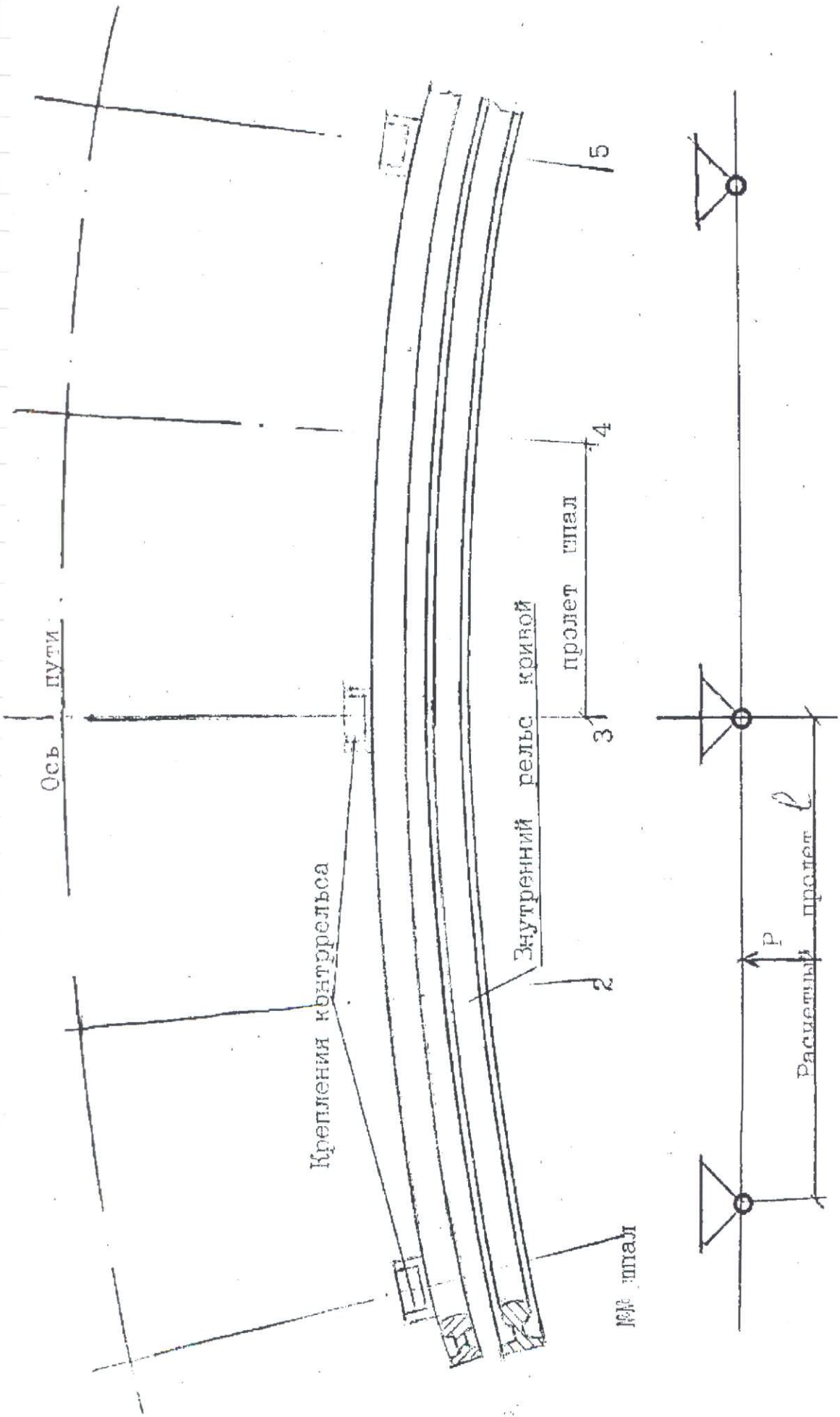


Рис. 9. Схема для расчета контррельса в кривой малого радиуса

Основные расчетные параметры рельсов и контррельсов приведены в таблице 2. Видно, что контррельсы имеют моменты инерции сечений относительно вертикальной оси по сравнению с моментами инерции рельсов того же типа для Р65 в 3,6, для Р50 - в 2,8 раз меньше, а моментов сопротивления в этом направлении в 2,7 и 2,3 раза соответственно. Горизонтальная устойчивость контррельсов обеспечивается за счет мощных ребристых упоров с толщиной стенок 20 мм. В связи с тем, что контррельс интенсивно работает при движении поездов по прямому направлению стрелочных переводов, количество набегавших на него гребней колес не превышает 25-35% осей поезда. Крепление контррельса на каждом переводном бруске и тщательное содержание ширины колеи на крестовине обеспечивают надёжную работу контррельсовых узлов, изломы контррельсов практически отсутствуют.

В кривых малых радиусов боковое давление гребней колес на наружный рельс происходит не менее чем от 50% колес поезда и контррельс при внутреннем рельсе кривой также интенсивно загружен.

№№ п/п	Параметр	Р65				Р50				Р43	
		рельс	Крп	из Р50	рельс	Крп	из Р50	из Р43	рельс	Крп	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
1	Высота, см	18,0	20,2	-	15,2	17,2	-	-	14,0	16,2	
2	Ширина головки, см	7,5	4,6	-	7,2	4,1	-	-	7,0	2,7	
3	Ширина подошвы, см	15,0	8,0	-	13,2	8,0	-	-	11,4	6,7	
4	Площадь поперечного сечения, см ²	82,6	62,5	53	65,9	52,5	53	53	57,0	38,8	
5	Момент инерции относительно оси X, см	3548	2500	1652	2018	1600	-	1282	1489	-	
6	Момент инерции относительно оси Y, см	569	160	-	375	136	174	-	260	-	
7	Момент сопротивления относительно низа подошвы, см ³	436	283	236	289	219	-	183	217	-	
8	Момент сопротивления относительно боковой грани подошвы, см ³	77	29	-	57	25	50	-	46	-	
9	Диаметр болтовых отверстий, см	3,6	3,6	-	3,4	3,4	-	-	2,5-3,3	3,3	
10	Масса погонного метра, кг	64,7	49,0	-	51,7	41,0	-	-	44,7	30,4	

1. РАСЧЕТ КОНТРРЕЛЬСОВОГО УЗЛА

Расчету подлежит контррельсовый узел для верхнего строения пути типа Р50 с применением старогодных рельсов Р50 с подрезанной до ширины головки рельса (до 70 мм) подошвой (рис. 10).

Расчетные данные:

J_y - Момент инерции контррельса относительно вертикальной оси $У$, равен 174 см^2 ;

W_y - момент сопротивления контррельса относительно оси $У$ – 50 см^3 ;

l - расчетный пролет с учетом крепления контррельса к шпалам через одну - 1,0 м. Прикрепление контррельса к шпале осуществляется с помощью ребристой упорки, контррельс не связан с ходовым рельсом, крепится к упорке горизонтальным болтом диаметром 24 мм;

R - радиус кривой 60, 80, 100, 150 и 200 м.

Расчет по первому этапу методики определения прочности контррельса при изгибе его до соответствующего радиуса кривой сделан

Таблица 2 - Напряжения в контррельсе в зависимости от радиуса кривой и длины изгибаемого элемента, кгс/см²

Радиус кривой, м	Изгиб в пути при пролете 1,0 м			Изгиб в стационаре при пролете 12,5 м		
	Стрела изгиба, см	Сила для изгиба, кгс	a , кгс/см ²	Стрела изгиба, см	Сила для изгиба, кгс	a , кгс/см ²
1	2	3	4	5	6	7
60	0,201	3358	1679	30,0	290	145
80	0,156	2606	1303	22,5	218	109
100	0,125	2088	1044	18,0	175	87
150	0,083	1386	639	12,0	115	57
200	0,063	1052	526	9,0	88	44

по формуле (1), результаты даны в таблице 2.

При изгибе в стационаре расчетный пролет изгиба принят длиной 12,0 м с учетом опирания по концам контррельса.

Таким образом, контррельс удобно выгибать в стационарных мастерских. При изгибе при укладке в кривой радиусом 60-80 м могут возникнуть трещины на выпуклой стороне контррельса с учетом того, что для обеспечения в эксплуатации проектной кривизны изгиб требуется производить со стрелой несколько большей расчетной с запасом на остаточную деформацию материала, т.е. на 25-30% большей.

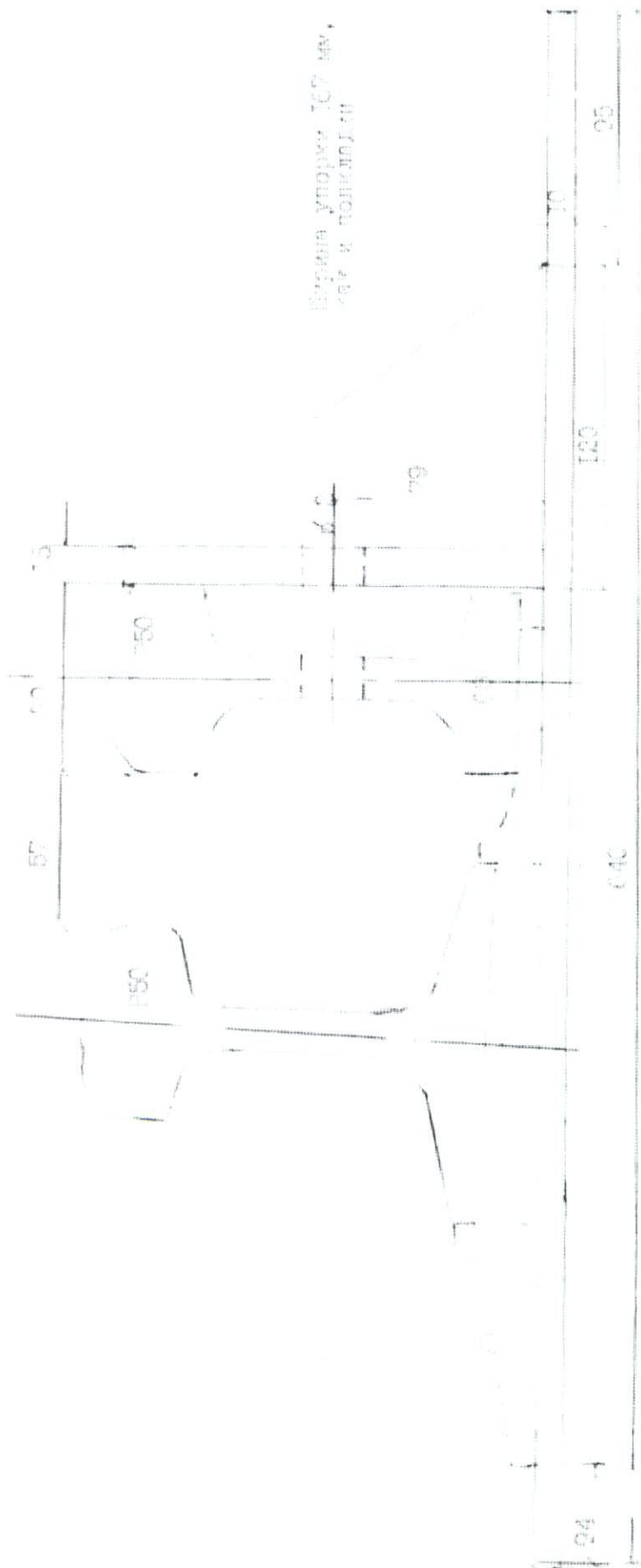


Рис. 10. Контррельсовый узел для верхнего строения пути Р50 с применением старогодных рельсов типа Р50 с подрезанной подошвой.

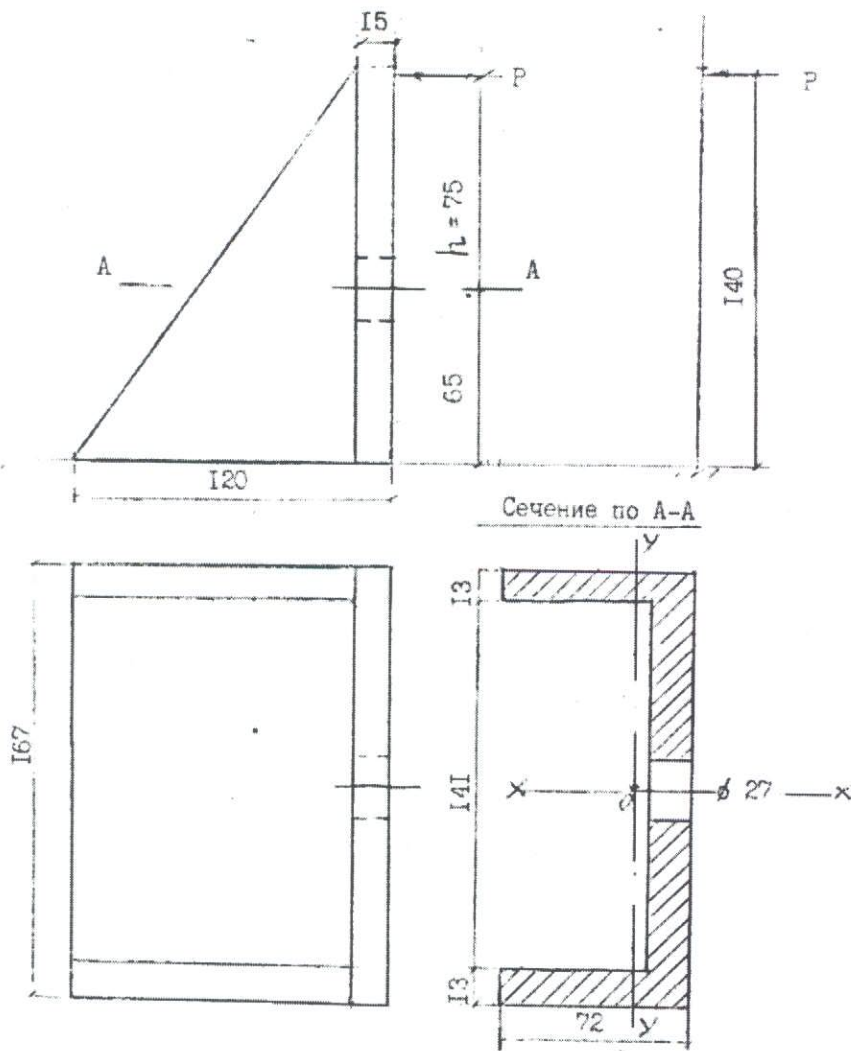


Рис. 11. Расчетная схема для упорки контррельса в кривой малого радиуса

Расчет по второму этапу методики на прочность от воздействия гребней колес подвижного состава по формуле (2) показывает, что без упорки контррельсовый узел не обеспечит ширину желоба в кривой при силе P , равной:

$$P = \frac{[\sigma] \cdot 4 W}{l} = \frac{1400 \cdot 4 \cdot 5}{100} = 2800 \text{ кгс}$$

Расчет упорки произведен как консольной балки переменного сечения (рис. 11). За расчетное сечение $A-A$ принято сечение расположенное в зоне болтового отверстия с плечом воздействия давления гребня колеса 7,5 см.

Расчетные характеристики сечения:

J_y - момент инерции расчетного сечения относительно вертикальной оси Y , равен 170 см⁴ ;

W_y - момент сопротивления относительно оси Y - 33,43 см³;

h - плечо воздействия боковой силы - 7,5 см. При величине изгибающего упорку момента P допускаемая сила составит:

$$P = \frac{[\sigma] \cdot W}{h} = \frac{1400 \cdot 33,4}{7,5} = 6228 \text{ кгс}$$

Таким образом, контрольный узел способен противостоять давлению гребней колес $2800 + 6228 = 9028$ кгс.

ВЫВОД

Теоретический расчет в целом подтверждает результаты виртуального моделирования, а именно вывод о возможности безопасной эксплуатации рассмотренного контрольного узла в кривых малых радиусов при существующих нагрузках от подвижного состава.